

Load - Open

Brief Explanation of Japanese Patent Application No. JP 57-116967

This invention relates to a hydrostatic type driving channel comprising at least two partial channels, which includes a pump that is adjustable for each of the partial channels, a discharge introduction pipe that extends from the pump, is connected to at least one consuming unit, and is provided with a measuring restrictor that is optionally adjustable, and a pump adjusting cylinder that has a pump adjusting piston connected to a pump adjusting mechanism, wherein a load of the pump adjusting cylinder is controlled by a servo control valve that is controlled in a fluid pressure manner, and wherein one side of the servo control valve is loaded by a discharged pressure of the pump, and the other side of the servo control valve is loaded by a pressure after the measuring restriction unit through a control introduction pipe.

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57—116967

⑬ Int. Cl.³
F 16 H 39/44

識別記号

庁内整理番号
7712—3J

⑬ 公開 昭和57年(1982)7月21日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 18 頁)

⑭ 少なくとも2つの部分系統を有する駆動系統

⑮ 特 願 昭56—188273

⑯ 出 願 昭56(1981)11月24日

優先権主張 ⑰ 1980年11月24日 ⑱ 西ドイツ
(DE) ⑲ P3044171.5

⑳ 発 明 者 アルフレート・クルーシェ
ドイツ連邦共和国ヨハネスベル

ク・タンネンシュトラーセ12

㉑ 出 願 人 リンデ・アクチエンゲゼルシャ
フト

ドイツ連邦共和国ヴイースパー
デン・アブラハム・リンカー
ン・シュトラーセ21

㉒ 復 代 理 人 弁理士 矢野敏雄

明 細 書

1 発明の名称

少なくとも2つの部分系統を有する駆動系統

2 特許請求の範囲

1. 少なくとも2つの部分系統から成るヘイド
ロスタティック式の駆動系統であつて、各部
分系統が調節可能なポンプと、このポンプか
ら延び、少なくとも1つの消費機に通じ、随
意に調節可能な測定絞り個所が配置されてい
る吐出導管と、ポンプの調節機構と結合され
たポンプ調節ピストンを有するポンプ調節シ
リンダとを有し、ポンプ調節シリンダの負荷
が液圧的に制御されるサーボ制御弁によつて
制御されるようになっており、このサーボ制
御弁の片側がポンプの吐出圧により、反対側
が制御導管を介して測定絞り個所の後ろの圧
力によつて負荷される形式のものに於て、す
べての吐出導管(12と15)とすべての制
御圧力導管(81と166)がそれぞれ1つ
の接続分岐導管(180若しくは181若し

くは177若しくは178)を介して併合接
続弁(182又は282)に接続されており、
この併合接続弁(182又は282)が閉鎖
位置に於てすべての接続分岐導管(177と
178と180と181)を遮断し、開放位
置に於てすべての吐出導管(12と15)を
互いにかつすべての制御圧力導管(81と
166)を互いに接続し、液圧的に制御され
るようになっており、各吐出導管(12若し
くは15)がプレロードのかけられたばね
(186若しくは286)で負荷された弁部
材の片側の圧力室と接続されており、各制御
導管(81若しくは166)が前記弁部材の
反対側の圧力室と接続されており、この場合
それぞれ弁部材の両側の、1つの部分系統に
配属された両方の圧力室の大きさが同じで、
弁部材の開放位置が吐出導管(12若しくは
15)と制御導管(81若しくは166)と
の間の、プレロードによつて与えられた所定
の圧力差を下回つた場合に制御されるように

なっていることを特徴とする、駆動系統。

2. すべての吐出導管(12と15)が片側でかつすべての制御導管(81と166)が反対側で弁部材に接続されている、特許請求の範囲1項記載の駆動系統。

3. 弁部材に於ける制御弁が、弁部材が開放位置に向かつて移動した場合にまず制御導管(81と166)が、次いで吐出導管(12と15)が互いに結合されるように配置されている、特許請求の範囲第1項記載の駆動系統。

4. ポンプ駆動軸の回転数が所定の回転数に比して下降した場合にサーボ制御弁に、回転数あたりの行程容積が小さくなるようにポンプを調節する信号を与える限界負荷調整機構を有し、限界負荷調整機構の信号が併合接続弁(182又は282)にその開放を防げるようにも作用する、特許請求の範囲第1項記載の駆動系統。

3 発明の詳細な説明

る(例えば西ドイツ国特許出願公開第1952034号明細書)。

このような形式の公知の回路装置は、ブロック制御装置がなく、個々の消費機に流れる圧力媒体流がこれらの消費機の1つに配属された測定絞り個所の随意の調節によつて制御可能でかつポンプの調節が前記測定個所に於ける圧力差が所定の値に相応するように行われる駆動系統と関連して使用することはできない。

本発明の課題は前記形式の駆動系統に於て1つのポンプだけでは測定絞り個所に於て所定の圧力差が保てるような圧力媒体流を吐出できない程測定絞り個所が開かれると両方のポンプの吐出流の自動的な併合接続を行なう簡単な装置を提供することである。

この課題は本発明によればすべてのポンプの吐出導管とこのポンプに配属された制御圧力導管とがそれぞれ1つの接続分岐導管を介して併合接続弁に接続されており、この併合接続弁が閉鎖位置ですべての接続分岐導管を遮断し、開

本発明は、少なくとも2つの部分系統から成るハイドロスタティック式の駆動系統であつて、各部分系統が調節可能なポンプと、このポンプから延び、少なくとも1つの消費機に通じ、随意に調節可能な測定絞り個所が配置されている吐出導管と、ポンプの調節機構と結合されたポンプ調節ピストンを有するポンプ調節シリンダとを有し、ポンプ調節シリンダの負荷が液圧的に制御されるサーボ制御弁によつて制御されるようになつており、このサーボ制御弁の片側がポンプの吐出圧により、反対側が制御導管を介して測定絞り個所の後ろの圧力によつて負荷される形式のものに関する。

2つのポンプを有し、そのそれぞれがブロック制御装置に吐出するようになつており、各ブロック制御装置に複数の消費機が接続されており、付加的な弁が設けられており、この弁の作動によつて両方のポンプの吐出流が両方のブロック制御装置の1つに導かれるようになつているハイドロスタティック式駆動系統は公知であ

放位置ですべての吐出導管を互いにかつすべての制御導管を互いに接続し、この併合接続弁が測定個所又は測定個所の1つに於て圧力差が所定の値を下回ると即座に自動的に開くことによつて解決された。

特に有利であるのは併合接続弁が液圧的に制御されることである。この場合各吐出導管はばねにより負荷された弁部材の片側に於ける圧力室と接続されかつ各制御導管が弁部材の反対側の圧力室と接続され、1つの部分系統に配属された、弁部材の両側に於ける両方の圧力室が同じ大きさであるか又は所定の圧力差とばね力を考慮して異なる大きさであると有利である。これによつてばね力を考慮して併合接続弁は測定絞り個所に於ける圧力差が所定の値を下回ると即座に開くようになる。この場合にはすべて吐出導管が弁部材の片側に接続され、すべての制御圧力導管が反対側に接続されていると有利である。

ばね力は、このばね力によつて定められた所

定の圧力差を下回った場合に開放位置が制御されるように選ばれている。

機能的に特に有利である構成は、弁部材が閉鎖位置から開放位置に移動する場合にまず制御導管が、次いで吐出導管が互いに接続されるように弁が構成されていることによつて得られる。最初にまず吐出導管だけが互いに接続されることによつて次のような効果が達成される。すなわち、1つのポンプだけが運転位置にあり、他のポンプが空行程位置にあり、測定絞り個所に於ける圧力差が所定の値よりも下降すると、制御導管が互いに接続され、その結果として第2のポンプがまず同じ圧力に調整される。つまり、今まで所定の最少量しかバイパス絞り個所を介して吐出していなかつた第2のポンプがより大きな圧力媒体流に、この大きな圧力媒体流によつてバイパス導管に設けられた固定絞りに於て第1のポンプが抗して吐出する圧力と同じ圧力が生ぜしめられるまで調節される。両方のポンプが同じ圧力に抗して吐出すると初めて吐出導

への分岐導管にある測定絞りに於ける所定の圧力差に調整される駆動系統の場合には、限界負荷調整機構を調整した場合、延いてはポンプを吐出流が小さくなるように戻し旋回させた場合に測定絞り個所に於ける圧力差を所定の値よりも小さくすることが可能である。この場合にはこれによつてポンプ調節機構のサーボ制御弁に於てリリースされた機構が限界負荷制御機構によつて過度に制御されることになる。従つて限界負荷制御機構と前記形式の併合接続装置を備えた前記形式の駆動系統に於ては、限界負荷制御機構を調整した場合に測定絞りに於ける圧力差が小さくなり、これによつて併合接続装置が作動され、意図しないのに両方のポンプの吐出流が併合接続される惧れがある。何故ならば測定絞り個所に於ける圧力差の下降が測定絞り個所の適当な開放によつてではなく、吐出導管に於ける高すぎる圧力によつて惹起せしめられるからである。

この欠点をも除くためには本発明の1実施例

管が互いに接続され、その結果として第2のポンプが今や制御圧力信号に基いて、調節可能な絞り個所に於て所定の圧力差が生ぜしめられるまで第1のポンプの吐出流を補充するのに必要な圧力媒体流を生ぜしめるように同様に引続き外側へ旋回させられる。従つてこのような制御を可能にするためには、各ポンプがバイパス導管を備え、それに有利には固定絞りが配置され、この固定絞りを介して、場合によつては付加的に流量調整器によつて制限されている最少流が流れるようにすることが必要であるか又は少なくとも有利である。

このような形式の駆動系統は多くの場合には限界負荷調整機構を備えている。この限界負荷調整機構は一次エネルギー源の過負荷に基いてポンプ駆動軸の回転数が低下すると、ポンプ若しくは多数のポンプがある場合には各ポンプを、一次エネルギー源が再び所定の回転数に達するまで行程容積、延いては所要回転モーメントが小さくなる方向に旋回させる。ポンプが消費機

によれば、限界負荷調整機構の信号が併合接続弁にも作用し、両方の吐出導管が弁によつて互いに接続される切換え点が限界負荷調整弁の調整量に相応する量だけずらされるようにすることが提案されている。例えば併合接続弁は1つのポンプ系統に於て吐出導管と制御導管との圧力差が15パーセントよりも小さいときに、限界負荷調整機構が調整されない限り、両方の吐出導管を互いに接続するようになっていると有利である。しかしながら限界負荷調整機構が5パーセントの圧力差に相応する信号をポンプに与えると、併合接続装置は吐出導管と制御導管との間の圧力差が10パーセントを下回ると併合接続する。このように併合接続弁が付加的に限界負荷調整機構と関連していることによつて限界負荷調整機構が調整されても、測定絞り個所に於ける圧力差が併合接続弁による吐出導管の接続によつて吐出流を自動的に併合接続するために規定された限界値を下回ると、併合接続装置が種々異なるポンプの吐出導管を相互に接続しなくなる。

次に図面について本発明を説明する：

内燃機関1によつては軸2を介してポンプ3と4が駆動される。ポンプ3の調節機構5はポンプ調節ピストン6と結合されている。ポンプ調節ピストン6はポンプシリンダ7内を摺動可能でポンプシリンダ7を2つの圧力室8、9に分割している。ポンプ3は吐出導管12に圧力媒体を吐出する。この吐出導管12によつては分岐導管13と14を介して圧力室9が負荷される。圧力室9内にはばね11が配置されている。圧力室8の負荷は液圧的に制御されたサーボ制御弁10を介して制御される。

ポンプ4は吐出導管15に吐出する。ポンプ4の調節機構16はポンプ調節ピストン17と結合されている。このポンプ調節ピストン17はポンプ調節シリンダ18内で摺動可能で、ポンプ調節シリンダ18を2つの圧力室19と20とに分割している。圧力室20内にはばね21が配置されている。この圧力室20は分岐導管21と他の分岐導管22とを介して吐出

な形式で液圧的に制御された単級制御スライダ32は圧力発生器制御導管34を介して制御圧で負荷される。この場合、圧力発生器制御導管34は同様に運転台に配置された、随意に作動可能な、他の制御圧力発生器93に通じている。単級制御スライダ31と32はそれぞれ測定絞り箇所として作用する。この測定絞りを通してそれぞれ絞られた流れが部分導管29から導管35へ若しくは部分導管30から導管36へ導かれる。単級制御スライダ31は他の位置で導管35を戻し導管37と接続し、同じような形式で単級制御スライダ32は他の位置で導管36と38を接続する。この場合、両方の戻し導管37と38は一緒に戻し分岐導管39に通じている。

導管35は並列接続絞り箇所40に通じている。この並列接続絞り箇所40はスライダ本体41を有し、その裏側はばね42と制御圧力導管53に生じる制御圧とによつて負荷されている。並列接続絞り箇所40からは導管43が延

導管15に接続されている。圧力室19の負荷は液圧的に制御されたサーボ制御弁23を介して制御される。両方のポンプ3と4は共通のケーシング24内に配置されている。

軸2によつてはその他に定量ポンプとして構成された2つの別のポンプ25、26が駆動される（しかしながらポンプ26は別の実施例に於ては内燃機関1の副出力軸によつて駆動されることも可能である）。

吐出導管12からは分岐吐出導管28が分岐しており、この分岐吐出導管28は部分制御ユニット27に通じている。この部分制御ユニット27に於ては吐出導管28は2つの部分導管29、30に分割されている。部分導管29、30はそれぞれ単級制御スライダ31若しくは32に通じている。この場合、単級制御スライダ31は液圧的に制御され、圧力発生器制御導管33を介して掘削機の運転台に配置された、随意に作動させることのできる制御圧力発生器92により圧力で負荷される。同様にこのよう

びており、この導管43は2つの導管44、45に分岐しており、これらの導管44、45は掘削機に於て「昇降」のために設けられた、互いに並列に接続された両方の作業シリンダ48、49の圧力室46若しくは47にそれぞれ通じている。

同じような形式で導管36は並列接続絞り箇所50に通じており、この並列接続絞り箇所50はスライダ本体51を有し、このスライダ本体51の裏側はばね52と制御導管53に於て生じる圧力によつて負荷されている。並列接続絞り箇所50からは導管53が延びており、この導管53は2つの導管54、55に分岐しており、導管54は作業シリンダ48の圧力室56に通じ、導管55は作業シリンダ49の圧力室57に通じている。

導管54には作業シリンダ48に向かつて開く逆止弁58が配置されている。この逆止弁58と作業シリンダ48との間では導管54に導管59が接続されている。この導管59は制

御された圧力制限弁60に通じており、この圧力制限弁60の出口は導管61と導管62とを介して戻し部分導管39に通じている。さらに逆止弁58と作業シリンダ48との間では導管54に導管64が接続されており、この導管64内には後吸込逆止弁64が配置されている。この後吸込逆止弁64は他方では導管62に接続されている。

同じような形式で導管44内には逆止弁68が配置され、この逆止弁68と作業シリンダ48との間で導管65が接続され、この導管65に後吸込逆止弁66が配置され、この後吸込逆止弁66が他方では導管62に接続されている。さらに導管44には逆止弁68と作業シリンダ48との間で導管69が接続され、この導管69が液圧的に制御された圧力制限弁70に通じている。この圧力制限弁70の流出導管71は導管62に接続されている。さらに導管44には逆止弁68と作業シリンダ48との間には導管69が接続されている。この導管69

78が接続されている。両方の逆止弁77と79は他面に於ては部分制御圧力導管80に接続されている。この部分制御圧力導管80にはスライダ本体41、51の後ろの圧力室も接続されている。

スライダ本体41内には導管35に向かつて開く負荷軽減逆止弁94が配置されている。同じような形式でスライダ本体51内には導管36に向かつて開いている負荷軽減逆止弁95が配置されている。制御圧力導管80は制御圧力分岐導管83が接続されている。総制御圧力導管81に通じている。吐出導管12には分岐導管82が接続されている。両方の分岐導管82と83は総制御ユニット85に通じており、この制御ユニット85からは戻し部分導管39に接続された戻し導管84が延びている。総制御ユニット85は掘削機のショベルを作動するために役立つ作業シリンダ86に組付けられている。総制御ユニット85の全体構造は部分制御ユニット27と制御ユニット74との和と同じ

は液圧的に制御された圧力制限弁70に通じている。この圧力制限弁70の流出導管71は導管62に接続されている。圧力制限弁70の制御圧力室は導管73を介して導管44に逆止弁68の前で接続されている。導管54が圧力を導くと、圧力制限弁70の制御圧力室がこの圧力によつて負荷され、延いては圧力制限弁70にかかっているばね力が除かれ、従つて導管44に於ける圧力が程度の差こそあれ低下すると圧力制限弁70が既に開かれる。逆に逆止弁68の前で導管44が圧力を導くと圧力制限弁60に於て同様な関係が得られる。これらの弁58、64、60、70、68、66は作業シリンダ48のすぐ近くに組立てられた制御ユニット74に纏められている。

同じような弁装置は作業シリンダ49に組立てられた制御ユニット75にも設けられている。

部分制御ユニット27内に於ては導管53に、逆止弁77に通じる導管76が接続されている。同様に導管43には逆止弁79に通じる導管

である。この場合には2つの単線制御スライダ87と287が設けられている。一方の単線制御スライダ87は圧力発生器制御圧力導管88を介して随意に作動可能な制御圧力発生器90によつて負荷される。この制御圧力発生器90は圧力発生器制御圧力導管33、34を負荷する制御圧力発生器92、93の近くに配置されている。同様に単線制御スライダ287は同様に随意に作動可能な制御圧力発生器91に通じる圧力発生器制御圧力導管89によつて制御される。制御圧力発生器91は制御圧力発生器90、92、93の近くに配置されている。

両方の、それぞれ測定絞り個所として作用する単線制御スライダ87と287の後ろにはそれぞれ1つの並列接続絞り個所96若しくは97が接続されている。この並列接続個所96、97の後ろでは接続個所98若しくは99に於て制御圧力部分導管83に通じる、それぞれ1つの逆止弁100若しくは101を有する分岐導管が分岐している。

戻し導管3.9は、直接的にポンプのケーシング2.4内に通じる主戻し導管1.02に通じている。主戻し導管1.02にはプレロードのかけられた蓄圧器1.03が接続されている。

ポンプ4から延びる吐出導管1.5からは吐出分岐導管1.04, 1.05, 1.06が分岐している。これらの吐出分岐導管の内の吐出分岐導管1.04はショベルアームを屈曲する作業シリンダ1.07に通じ、吐出分岐導管1.05は走行するためのไฮドロモータ1.08に通じ、吐出分岐導管1.06は掘削機を旋回させるไฮドロモータ1.09に通じている。総制御ユニット110と1.11は総制御ユニット8.5と同じように構成されている。すなわち、総制御ユニットはそれぞれ2つの単線制御スライダ1.12若しくは1.13若しくは1.14若しくは1.15とそれぞれその後ろに接続された並列絞り個所1.16, 1.17, 1.18若しくは1.19とを有している。この場合、単線制御スライダ1.12は随意に作動される制御圧力発生器1.20から負荷され、

単線制御スライダ1.13は制御圧力発生器121により負荷され、単線制御スライダ1.14は制御圧力発生器1.22より負荷され、単線制御スライダ1.15は制御圧力発生器1.23より負荷される。総制御ユニット1.10, 1.11から延びる戻し部分導管1.24, 1.25は主戻し導管1.02に接続されている戻し分岐導管1.26にすべて接続されている。戻し導管1.27も同様である。導管1.06と1.27は4ポート3位置弁1.28に接続されている。この4ポート3位置弁1.28は液圧的に両方の制御圧力発生器1.29と1.30によつて制御され、選択的にไฮドロモータ1.09の一方の接続部1.31を吐出分岐導管1.06と接続し、ไฮドロモータ1.09の他方の接続部1.32を戻し導管1.27と接続するか又は反対に吐出分岐導管1.06を接続部1.32と接続し、戻し導管1.27を接続部1.31と接続する。この場合にも付加制御ユニット1.33が設けられている。この付加制御ユニット1.33は直接的にไฮドロモータ109

に取付けられ、この付加制御ユニット1.33内には2つの逆止弁1.34と1.35と2つの圧力制限弁1.36, 1.37と制御圧力導管1.40のための接続部1.38, 1.39とが設けられている。この場合には、制御圧力導管1.40と接続部1.39, 1.38との間には逆止弁1.41若しくは1.42が配置されている。

ポンプ3に配属された総制御圧力導管8.1は、分岐導管1.52に通じる制御圧力導管1.50に通じている。分岐導管1.52内には絞り個所1.53が配置されており、液圧的に制御されたサーボ制御弁1.0の一方の圧力室に通じている。反対側の圧力室は分岐導管1.54を介して分岐導管1.4に接続されている。この分岐導管1.4はポンプ3の吐出導管1.2の吐出圧によつて負荷されている。

導管1.50にはさらに流量調整器1.55が接続されている。この流量調整器1.55の出口はポンプ3と4のケーシング2.4の内室に通じている。

絞り個所1.53とサーボ制御弁1.0の制御圧力室との間には導管1.52に圧力制限弁1.57が接続されている。

導管1.3からは導管1.58が延びており、この導管1.58はサーボ制御弁1.0の接続部159に通じている。従つてこの導管1.58と接続部1.59とによつて、ポンプ3から吐出された圧力媒体は吐出導管1.2と導管1.3, 1.58と接続部1.59を介してサーボ制御弁1.0を通して圧力室8に送られる。

導管1.58と導管1.50との間には接続導管1.60があり、この接続導管1.60内にはバイパス絞り個所1.61が配置されている(この絞り個所1.61を有する接続導管1.60はサーボ制御弁1.0が十分に大きな負のオーバーラップをもつて構成され、従つてサーボ制御弁1.0が中立位置にある場合に常時部分流が導管1.2, 1.3, 1.58と接続部1.59を介して無圧のタンク1.56又は有利にはポンプ3と4のケーシング2.4の内室に通じていると省略することが

できる。このような構成は流量調整器155が付加的にバイパス絞り個所161を通つて流れる流れに合わせて調整される必要がないという利点を得られる)。

制御ユニット110と111と付加制御ユニット133からは制御圧力部分導管162, 163と164が延びている。これらの制御圧力部分導管162, 163, 164は制御圧力総導管165に接続されている。この制御圧力総導管165は導管166に続いており、この導管166には絞り個所168を有する導管167が接続されておりかつ流量調整器169が接続されている。絞り個所168から延びる導管170は液圧的に制御されるサーボ弁23の一方の圧力室に通じている。この場合、その反対側の圧力室は接続部171を介して導管22に接続されている。導管170には圧力制限弁172が接続されている。

サーボ制御弁23の接続部173は導管174を介して導管321に接続されている。導管

統ユニット179に延びている。この場合には両方の導管180と181は4ポート2位置弁182に接続され、図示の位置で導管180と181が互いに接続され、他の位置でこれらの導管が遮断されるようになっている。4ポート2位置弁182の他の接続部には制御圧力導管177, 178が図示された弁スライダの位置で導管177と178が互いに接続されるように接続されている。

併合接続ユニット179内にはさらに2つの圧力制限弁184, 185が配置されている。一方の圧力制限弁184は吐出導管12を保護するために役立ち、導管180を介してこれに接続され、他方の圧力制限弁185は吐出導管15を保護するために役立ち、導管181を介してこれに接続されている。

この場合、それぞれポンプ3の吐出圧で負荷された導管180とポンプ3に配属された制御圧を導く導管177は4ポート2位置弁182の、互いに反対側で同じ大きさの圧力室に接続

174と166との間には接続導管175が配置されている。この接続導管175はバイパス絞り176を有している(これについては導管160と絞り個所161とに関して記述したことと同じことが当嵌まる)。

制御圧力総導管81には併合接続制御導管177が接続され、制御圧力総導管165には併合接続制御導管178が接続されている。この場合、この両方の制御導管は併合接続ユニット179に通じている。この併合接続ユニット179内には4ポート2位置弁182が配置されている。この4ポート2位置弁182は液圧的に制御され、各側に2つの制御圧力室を有している。一方の側の各制御圧力室には他方の側の同じ大きさの制御圧力室が配属されている。しかしながらこの場合にはそれぞれ片側に位置している制御圧力室が同じ直径を有している必要はない。吐出導管12からは分岐導管180が併合接続ユニット179に延びており、同様に吐出導管15からは分岐導管181が併合接

され、ポンプ4の吐出圧で負荷された導管181とポンプ4に配属された制御圧によつて負荷された導管178は4ポート2位置弁182の、互いに反対側に配置された同じ大きさの圧力室に接続され、しかも両方の、制御圧によつて負荷された導管177と178が押しはね弁186が配置されている側に接続されるようになっている。

定量ポンプ25は導管187を介してポンプ3と4のケーシング24から吸込み、調節可能な絞り個所189に通じる導管188に吐出する。この絞り個所189の調節機構190は内燃機関1の調節機構と作用結合されている。絞り個所189の前では導管188に、フィルタ192が配置されている導管191を介して圧力制限弁193が接続されている。この圧力制限弁193の出口はそれ自体導管195に接続されている導管194に接続されている。導管195は絞り個所189の後ろで導管188の続きを形成し、図示されていない消費機に通じ

ている。

導管194にはさらに制御された圧力制限弁196が接続されている。この圧力制限弁196の制御圧は導管197を介して絞り個所189の前の圧力によつて決定される。圧力制御弁196から延びる導管198は絞り個所199に通じ、これから延びる導管200は圧力制限弁201を介してタンク156に通じている。相前後して接続された圧力制限弁196と絞り個所199対して並列的には別の圧力制限弁202が接続されている。この圧力制限弁202は圧力制限弁196の前の圧力を一定に保つ。重要であることは絞り個所189に於ける圧力差が絞り個所199に通じる流れを制御する圧力制限弁196を制御することである。

圧力制限弁196と絞り個所199の間では導管198から限界圧力制御導管203が分岐しており、導管200からは第2の限界圧力制御導管204が分岐している。導管203は2つの導管205と206に分岐しており、これ

れ接続絞り個所40が開かれる。同時に逆止弁79が開き、従つて導管80、延いては導管81が圧力で負荷される。

単縁制御スライダ31は測定絞り個所として作用するので導管35に於ける圧力、延いては導管43に於ける圧力、さらには導管78と導管80と導管81とに於ける圧力が吐出分岐導管28と吐出導管12とに於ける圧力よりも僅かになる。吐出導管12に於ける圧力は導管13、14と154を介してサーボ制御弁10の一方の側に作用し、制御圧力導管81に於ける圧力は導管150、151、152を介してこのサーボ制御弁の他方の、ばねが作用している側に作用する。この場合、ばねはサーボ制御弁10が導管154と152に於ける圧力の間に所定の圧力差がある場合に、例えば圧力差が20パーセントである場合に応動するように設計されている。この結果、サーボ制御弁10によつてポンプ調節ピストン6を介してポンプ3の調節機構5が、ポンプ3が測定絞り個所として作

らの導管205と206はそれぞれサーボ制御弁10若しくは23の一方の制御圧力室に、しかもサーボ制御弁10若しくは23が所属のポンプ3若しくは4の吐出圧によつて負荷されるのと同じ側で開口している。導管204からは2つの導管207と208が分岐しており、これらの導管207と208はハイドロ式に制御されたサーボ制御弁10若しくは23の、ばねにより負荷された側に通じている。

この駆動系統の作用形式は以下の通りである：内燃機関1が回転し、ポンプ3、4、25、26が駆動され、制御圧力発生器93、92、91、90、120、121、122、123、130、129が作動されてないと、ポンプは零行程位置にあり、吐出しない。この場合には消費機はどれも負荷されない。次いで制御圧力発生器92が作動されると、単縁制御スライダ31が作動されかつ開かれる。従つて単縁制御スライダ31が吐出導管12と作業シリンダ48への導管44との間の接続を行なう。この場合に並

用する単縁制御スライダ31にこの所定の圧力差を生ぜしめる吐出流を吐出するように調節される。つまり、制御圧力発生器92の調節の変化によつて単縁制御スライダ31の調節が変われると、ポンプ3も別の吐出流に、しかもこの測定絞りとして作用する単縁制御スライダ31に於て所定の圧力差が生じるような吐出流に調節される。

並列接続絞り個所40、50、96若しくは97と116若しくは117は次のような作用を有している。同時に2つの、2つの異なる消費機に配属された制御圧力発生器、例えば制御圧力発生器92と制御圧力発生器90が作動されると、2つの単縁制御スライダ、この場合には単縁制御スライダ31と単縁制御スライダ86は同時に開かれ、延いては同時に2つの消費機、すなわち一方では両方の作業シリンダ48と49が、他方では作業シリンダ86が同じポンプと接続される。この場合両方の作業シリンダ48と49には同じ圧力が作用する。し

かしながら偶然にしても作業シリンダ86に同じ圧力が生じることは稀である。むしろ消費機の1つはより強く負荷することができ、延いてはより高い圧力を必要とする。作業シリンダ86に於ける圧力が作業シリンダ48と49に於ける圧力よりも高いと仮定すると、分岐点98に導管43に於けるよりも高い圧力が生じ、その結果として逆止弁79が閉じられ、制御導管系80、83が逆止弁101が開くことによつて分岐点98に生じる圧力によつて負荷される。この制御導管系によつてはスライダ本体41と241の裏面側も負荷され、このスライダ本体41と241の前では導管35若しくは240に異なる圧力が生ぜしめられているので、絞り個所40と96に異なる絞り作用が生ぜしめられる。すなわち、小さい方の圧力が生ぜしめられる消費機48、49に於てはこの並列絞り個所40によつて、この並列絞り個所40の前で導管35、延いては導管28、延いては導管12、延いては導管82に於て、消費機86

導管に於て漏れが生じ、圧力が逃げて、所屬の制御圧力発生器の作動、延いては所屬の単級制御スライダの開放によつて接続された消費機は、荷重を受けて下降することがなくなる。例えば荷重を受けて持ち上げられ、延いては作業シリンダ48、49が圧力下にあり、導管12が破損すると逆止弁58が閉じられる。従つて作業シリンダ48、49内にある液体は閉込められ、かつ締込まれるので、意図しない運動が生じることがなくなる。何故ならば導管53と43とに於て圧力が生ぜしめられず、圧力制限弁60と70も開放制御されないで圧力制限弁60と70も閉じられているからである。

しかしながら、制御圧力発生器92の作動によつて単級制御スライダ31が開かれると、導管43に於て圧力が生じ、従つて導管43、44を通つて圧力媒体が作業シリンダ48と49内に流れる。導管43に於て生じる圧力は導管73を介して圧力制限弁60の制御圧室に於ても生じるので、圧力制限弁60が開かれる。す

が必要とするような高さの圧力が生ぜしめられるような圧力差が生ぜしめられる。この場合、並列絞り個所96に於ては導管240に於ける圧力に基いて導管83に於ける制御圧の作用下で相応に小さな絞り作用が生ぜしめられる。何故ならばこの場合にはスライダ本体241に作用する消費機圧力は並列絞り個所96を完全に開き、この並列絞り個所96に於て圧力差が生じないようにするには十分に大きいからである。

一緒に同じ制御圧により裏面側で負荷される並列絞り個所96の配置は、2つの消費機がポンプ3が吐出するよりも大きな圧力媒体流を合わせて吸収することができると、ポンプ3によつて送られた圧力媒体流が両方の消費機に、この場合には一方では消費機48、49と他方では消費機86に、絞り間隙の開口度に比例して分配されるという重要な利点をもたす。

逆止弁58と68は管破損防止機構として作用する。すなわち、導管12又は導管28又は導管82又は他の、これらの導管と接続された

なわち、作業シリンダ48、49の圧力室56、57から流出する圧力媒体流は妨げられずに導管54を通つて導管59、圧力制限弁60、導管61と62と戻し部分導管39、延いては戻し導管102に流出する。この場合、作業シリンダ48、49に於けるピストンの運動速度は単級スライダ31が開かれる程度によつて決められる。外力に基いて作業シリンダ48、49に於けるピストンがこの流れに対して先行しようとする作業シリンダ48、49は液体を後吸込みし、その結果導管44に於ける圧力、延いては導管43に於ける圧力が降下する。これによつて導管43を介して圧力制限弁60の制御室に於ける圧力も降下し、従つて圧力制限弁60は圧力が降下する程度だけ閉じる。つまり、圧力制限弁60に於ては圧力室56と57から流出する流れを絞る絞り作用が生ぜしめられる。従つてこの絞り作用によつて作業シリンダ48に於けるピストンの運動速度が制動される。しかし圧力制限弁60と70は導管59、延いて

は54若しくは69、延いては44に於ける圧力によつても制御される。従つて圧力制御弁60と70は作業シリンダ48、49に於ける不都合に高い圧力を防止する手段としても役立つ。すなわち、過負荷又は衝撃的な負荷に基いて高過ぎる圧力が生じると、高過ぎる圧力に基づく負荷方向に応じて圧力制限弁60又は圧力制限弁70が開き、この圧力制限弁60と70は過負荷防止用過圧弁としても、制御圧力発生器92と93のいずれもが作動させられていない場合にも作用する。

圧力制限弁60、70の1つを通して圧力媒体が流出する場合は勿論、圧力室46、47若しくは56、57の1つに於て後吸込みが生じる場合にもそれぞれ配属された後吸込逆止弁64若しくは66が開くので、それぞれ開かれた後吸込逆止弁64若しくは66と導管62と部分戻し導管39を介して導管102が蓄圧器103から後充填され得る。

制御圧力発生器92が作動され、延いては単

線制御スライダ31が開かれ、これによつて吐出導管12と導管28、29、35を介して導管43が圧力下におかれ、その後で制御圧力発生器92の作動が終了し、延いては単線制御スライダ31が負荷軽減位置にもたらされると、並列絞り個所40が完全に閉じられる。この結果として、導管43に於ては最後に作用していた圧力が維持され、導管73を介して圧力制限弁60が開放位置に保たれるものと思われる。しかしながら両方の制御圧力発生器92、93が閉じられる場合には両方の圧力制限弁60と70も閉じられるようにしたい。従つてスライダ本体41内に於てポンプ3に向かつて開く逆止弁94が設けられている。この逆止弁94は前述の運転状態に於て、並列絞り個所40が閉じられている場合に導管43が逆止弁94を介して負荷軽減されるという結果をもたらす。

同じような形式で制御ユニット74の他方の側の弁若しくは制御ユニット85若しくは100若しくは111に於ける相応する弁も作用する。

圧力発生器制御圧力導管33に於ける制御圧力発生器92に対する作用によつて単線制御スライダ31が完全に開かれる圧力が生ぜしめられると、これによつて導管29、35、延いては28と吐出導管12に於て、ポンプ3だけがもはや吐出できないほどの強い圧力媒体流が要求される。この状態では併合接続ユニット179が作用させられる。既に述べたようにサーボ制御弁10によつてポンプを制御するためにはこのサーボ制御弁10に作用するばねは、測定絞り個所として作用する単線制御スライダ31に所定の圧力差、例えば20バールの圧力差が生じるように設計されている。4ポート2位置弁182に於けるばね186はこの4ポート2位置弁182が吐出導管12と制御圧力導管81との間により小さな圧力差、例えば15バールの圧力差が生じた場合に応動するように設計されている。この場合、この4ポート2位置弁182は、スライダ本体の運動の開始に際してまず制御導管177と178が互いに接続され、

その結果としてポンプ4が吐出導管15に於て吐出導管12に於ける圧力と同じ圧力が生じるまで外側へ旋回させられるように設計されている。この場合にはポンプ4に消費機が接続されていないとこの圧力は絞り個所176の前で生ぜしめられる。次いでスライダ本体が4ポート2位置弁182に於て引続き移動せしめられると導管180と181も4ポート2位置弁182によつて互いに接続され、4ポート2位置弁182を通るポンプ4の吐出流は付加的にポンプ3の吐出導管12内に送られる。この場合、ポンプ4は、ポンプ3の吐出流と一緒に測定絞り個所として作用する単線制御スライダ31に於て要求された圧力差、この場合には15バールが生ぜしめるのに必要な吐出流を丁度生ぜしめるまで外側へ旋回させられる。

消費機は圧力制限弁60、70と他の消費機の圧力制限弁とによつて直接的に保護されているにも拘らず、ポンプ3と装置全体は付加的に、不都合に高い圧力が装置の1部を破損すること

を防止する付加的な圧力制限弁によつて保護されていることが必要である。実地的な理由からこの圧力制限弁は併合接続ユニット179に一緒に組込まれ、しかも圧力制限弁184が導管180を介して吐出導管12に接続されておりかつ適当な形式でポンプ4を保護するためにその吐出導管15に導管181を介して圧力制限弁185が接続されている。これらの圧力制限弁の1つが開くことはこの圧力制限弁を介して圧力媒体が最大可能な圧力に際して放出され、つまりこの圧力制限弁に於て多くのエネルギーが失われるという欠点を有している。短い圧力衝撃を解消するためにはこれは不可避免的である。しかしながらこの圧力制限弁157が長い時間に亘つて開かれたままに留められることが避けられると利点が得られる。このためにはポンプ3に圧力制限弁157が配属され、単縁制御スライダ31若しくは32若しくは86若しくは87によつて形成された測定絞り個所に於て与えられた圧力差に相応して、圧力制限弁184

の応動圧よりも低い圧力が制御導管81に於て生じたとき開くような僅かな圧力に前記圧力制限弁157が調節されている。従つて圧力制限弁184が開く前に圧力制限弁157が開き、これによつて導管152の最大可能な圧力が制限され、この結果として導管154に於ける圧力が僅かに上昇した場合にサーボ制御弁10がポンプ調節シリンダ7の圧力室8に於ける圧力を高め、これによつてポンプ3が行程が小さくなるように、延いては吐出流が小さくなるように調節される。この場合には制御圧の上昇によつて行なわれる調整過程の終了後に吐出導管12に於ける圧力が吐出流の減少に基いて降下し、延いては圧力制限弁184の応動が避けられるということが期待できる。

同じような形式でポンプ4には相応の圧力制限弁172が配属されている。この圧力制限弁172は制御圧力導管166に於ける圧力に応動して圧力制限弁185が開く前に開く。

この圧力制限弁によつては勿論、ポンプの調

整過程の間の圧力ピークに対する保護しか達成されない。内燃機関1の過負荷に対する保護は与えられない。これは限界負荷制御装置230によつて達成される。定量ポンプ25は導管188を介して調節可能な絞り個所189に圧力媒体を送る。この絞り個所189の調節機構190は内燃機関1の調節機構と作用的に結合されている。導管195は絞り個所の後ろで制御圧力発生器90, 91, 92, 93, 120, 121, 122, 123, 129と130に通じている。この導管195には外部から制御された圧力制限弁196が接続されている。この圧力制限弁196は導管197を介して導管188の絞り個所189の前の圧力によつて制御される。圧力制限弁196はその都度の所望の運転回転数に於て絞り個所に生ぜしめようとする圧力差に合わせて調節されている。この圧力差が存在していると圧力制限弁196は閉じられている。この圧力差が予定された圧力差よりも小さいと、圧力制限弁196は開き、圧力

媒体流を後続の絞り個所199に導く。この絞り個所199に於ても同様に圧力差が生じ、この圧力差は導管203と204を介して圧力差として両方のサーボ制御弁10と13の両側にかけられる。これによつて、両方のポンプ3と4が少なくとも1つの消費機に圧力媒体を送り、限界負荷制御装置230が作用すると両方のポンプ3と4が比例的に、すなわちパーセント的に同じ程度だけ戻し旋回せしめられ、延いては2つの駆動された作業シリンダが重畳させられて運動する場合に運動の重畳によつて与えられる運動方向が変えられなくなる。2つの接続された消費機の運動速度は測定絞りとして作用する単縁制御スライダの開放と同じ相対的關係にある。内燃機関1の過負荷に基づきその回転数が減少すると、絞り個所189に於ける圧力差が降下し、延いては圧力制限弁196が開き、絞り個所199に於て両方のサーボ制御弁10と23に同じ程度で作用する圧力差が生じる。従つて両方のポンプ3と4の調節は回転数あた

りの行程容積が小さくなる方向に変えられる。しかしながらこれは絞り個所199に於ける圧力差とそれぞれ接続された消費機の、測定絞りとして作用する単線制御スライダに於ける圧力差とが平衡するまでしか行なわれない。一方のポンプ3又は4に於て先行する傾向が見られるとポンプは即座に両方の圧力差を再び互いに平衡させる対応信号を受取る。このような形式で両方の消費機の測定絞りとして作用する単線制御スライダに於ける圧力差が同じに保たれ、その結果としてこの測定絞りとして作用する単線制御スライダに於て絶対量は変化するが、相互の量比、延いては相互の運動速度比は変化しなくなる。

圧力制限弁202は定量ポンプ25を保護するために役立つ。バイパス圧力制限弁193は絞り個所189が閉じ過ぎるか又は完全に閉じた場合に定量ポンプ25を付加的に保護する。この場合には油は導管188、導管191、圧力制限弁193を介して導管194に流れる。

と32の代りに、唯一の4ポート3位置弁231が設けられ、この4ポート3位置弁231が両方の制御圧力発生器92と93によつて制御圧力導管33若しくは34を介して制御可能でありかつ図示された中立位置で分岐吐出導管28を閉じ、導管35と36を互いに接続し、一方の外側へ制御された位置で分岐導管28を導管35と接続しかつ同時に導管36を戻し導管39と接続し、他方の外側へ制御された位置で分岐吐出導管28を導管36と接続しかつ同時に導管35を戻し導管39と接続するという点を除いて、部分制御ユニット27に相応している。

付加制御ユニット133は制御ユニット85若しくは110若しくは111とはいくらか異なる構造と作用形式を有している。4ポート3位置弁128は両方の制御圧力発生器129と130によつて制御されるだけでなく、この4ポート3位置弁128は外側へ制御された側とは反対側に於ても、消費機に通じる導管131

蓄圧器103を充填するためには、掘削機の図示されていない操舵装置に圧力媒体を送るポンプ26が利用される。操舵装置からの戻し流は蓄圧器103を充填するためにはまだ十分な圧力を有している。このためには操舵装置からの導管239は導管102に接続されている。

ポンプ25は両方のポンプ3と4が配置されているケーシング24から、ケーシング24に於ける圧力媒体の交換を目的として圧力媒体を吸込む。操舵によつて導管239を通つて帰流する圧力媒体はそれが余分である限り、圧力制限弁201を介して無圧のタンク156に流出する。

蓄圧器103の容積は漏れ損失とピストンの両側の容積差が複数の消費機を同じ方向に作動した場合にも補償されるように設計されている。

第11図には部分制御ユニットの変化実施例が示されている。この部分制御ユニット270は、部分制御ユニット27に於て両方の測定絞り個所を形成する両方の単線制御スライダ31

又は132に於ける吐出圧によつて負荷され、従つて4ポート3位置弁128が一方の制御圧力発生器129又は130で制御された場合に4ポート3位置弁128の弁スライダに於て平衡状態が得られるようになつている。消費機に於ける圧力が下降すると、弁は引続き開かれ、より大きな流量が消費機に向かつて流れ、消費機特性に基づいて消費機に於ける圧力が高められる。

第12図に於ては併合接続ユニットの変化実施例が示されている。

併合接続ユニット279は既述併合接続ユニット179に相応している。この場合、4ポート2位置弁282は既述弁182に相当する。弁282には弁182の場合と同じように、吐出導管12から延びる分岐導管180と、これに向き合つて制御導管81から延びる併合接続制御導管177が接続され、同様に吐出導管15から延びる分岐導管181が接続されかつ反対側の制御圧力室に制御圧力導管166から

延びる併合接続制御導管178が接続されている。

弁182とは異つて弁282は押しばね286とは反対側に第3の制御圧力室234を有している。この制御圧力室234は導管233を介して限界負荷制御機構230に接続され、限界負荷制御機構230がサーボ制御弁10と23に、ポンプ3の調節部材5とポンプ4の調節部材16を行程容積が小さくなる方向に調節する信号を与えると、弁282が開放されることが阻止されるようになっている。従つて限界負荷制御機構230によつては制御導管233を介して付加的な圧力室234に弁282の弁部材を閉鎖位置に向かつて負荷する圧力が生ぜしめられる。この併合接続ユニット279は両方のポンプ3、4の両方の吐出導管12、15を、両方のポンプの1つが最大可能な吐出流に調節され、それにも拘らず、測定絞り個所として作用する単級制御スライダ32に於ける圧力差が所定の値を下回つた場合にだけ相互に接続する

ことを目的としている。しかしながら測定絞り個所として作用する単級制御スライダ32に於ける前記圧力差は、限界負荷調整器230が作用し、その結果としてポンプ3又は4の行程容積が測定絞り個所に於ける圧力差に相当するよりも小さな値に調節されたときにも僅かになる。しかしながら第4図に示された実施例の併合接続ユニットは測定絞り個所として作用する単級制御スライダ31に於ける圧力差が下降するたゞに反応し、その結果として吐出導管12と15は圧力差の下降が限界負荷調整器230の調整によつてのみ行なわれた場合にも接続される。この欠点を回避するためには第3の圧力室234を負荷することによつて、併合接続ユニット279が併合接続作用を発揮する切換圧力差が、測定絞り個所として作用する単級制御スライダ31に於ける圧力差が限界負荷調整器230の信号によつて減少させられるのと同じ程度で減少させられるようになっている。

本発明の駆動系統は一方のポンプの最大可能

な吐出流が要求された圧力媒体流をカバーするのに不十分になると即ちに、それぞれ1つのポンプに配属された2つの吐出導管を自動的に併合接続する。この場合には要求される圧力媒体流と一方のポンプの最大可能な圧力媒体流との間の差は自動的に調節される第2のポンプが給送する。

4 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示すものであつて、第1図は駆動系統全体のブロック回路図、第2図はダブルポンプユニットの概略図、第3図は限界負荷制御ユニットの概略図、第4図は併合接続ユニットの概略図、第5図は制御ユニットに対する部分制御ユニットの概略図、第6図は制御ユニットと所属の消費機との概略図、第7図、第8図、第9図は総制御ユニットと所属の消費機との概略図、第10図は定圧調整回路の概略図、第11図は部分制御ユニットの変化実施例を示す概略図、第12図は併合接続ユニットの変化実施例である。

1…内燃機関、2…軸、3、4…ポンプ、5…調節機構、6…ポンプ調節ピストン、7…ポンプ調節シリンダ、8、9…圧力室、10…サーボ制御弁、11…ばね、13、14…分岐導管、15…吐出導管、16…調節機構、17…ポンプ調節ピストン、18…ポンプ調節シリンダ、19、20…圧力室、21…ばね、22…分岐導管、23…サーボ制御弁、24…ケーシング、25、26…ポンプ、27…部分制御ユニット、28…分岐吐出導管、29、30…部分導管、31、32…単級制御スライダ、33…圧力発生器制御導管、34…圧力発生器制御導管、35…導管、36…導管、37、38…戻し導管、39…戻し部分導管、40…並列絞り個所、41…スライダ本体、42…ばね、43…導管、44…導管、45…導管、46、47…圧力室、48、49…作業シリンダ、50…並列絞り個所、51…スライダ本体、52…ばね、53…制御圧力導管、54、55…導管、56、57…圧力室、58…逆止弁、59…導管、60…

圧力制限弁、61…導管、62…導管、63…導管、64…後吸込逆止弁、65…導管、66…後吸込逆止弁、68…逆止弁、69…導管、70…圧力制限弁、71…流出導管、72…導管、73…導管、74、75…制御ユニット、76…導管、77…逆止弁、78…導管、79…逆止弁、80…部分制御圧力導管、81…総制御圧力導管、82、83…分岐導管、84…戻し導管、85…総制御ユニット、86…作業シリンダ、87…単線制御スライダ、88…圧力発生器制御圧力導管、89…圧力発生器制御圧力導管、90…制御圧力発生器、91…制御圧力発生器、92…制御圧力発生器、93…制御圧力発生器、94…負荷軽減逆止弁、95…負荷軽減逆止弁、96、97…並列接続絞り、98、99…接続箇所、100、101…逆止弁、102…主戻し導管、103…蓄圧器、104、105、106…吐出分岐導管、107…作業シリンダ、108…ハイドロモータ、109…ハイドロモータ、110、111…総

173…接続部、174…導管、175…接続導管、176…バイパス絞り、177、178…併合接続制御圧力導管、179…併合接続ユニット、180、181…導管、182…4ポート2位置弁、184、185…圧力制限弁、186…押しばね、187…導管、188…導管、189…絞り箇所、190…調節機構、191…導管、192…フィルタ、193…圧力制限弁、194、195…導管、196…圧力制限弁、197…導管、198…導管、199…絞り箇所、200…導管、201…圧力制限弁、202…圧力制限弁、203、204…限界圧力制御導管、205、206…導管、207、208…導管、230…限界負荷制御装置、231…4ポート3位置弁、233…導管、234…制御圧力室、239…導管、240…導管、241…スライダ本体、270…部分制御ユニット、279…併合接続ユニット、282…4ポート2位置弁、286…押しばね

復代理人 弁理士 矢野敏雄

制御ユニット、112、113、114、115…単線制御スライダ、116、117、118、119…並列絞り箇所、120、121、122、123…制御圧力発生器、124、125…戻し部分導管、126…戻し分岐導管、127…戻し導管、128…4ポート3位置弁、129、130…制御圧力発生器、131…接続部、132…接続部、133…付加制御ユニット、134、135…逆止弁、136、137…圧力制限弁、138、139…接続部、140…制御圧力導管、141、142…逆止弁、150…制御圧力導管、152…分岐導管、153…絞り箇所、154…分岐導管、155…流量調整器、156…タンク、157…圧力制限弁、158…導管、159…接続部、160…接続導管、161…バイパス絞り箇所、162、163…制御圧力部分導管、165…制御圧力総導管、166…導管、167…導管、168…絞り箇所、169…流量調整器、170…導管、171…接続部、172…圧力制限弁、

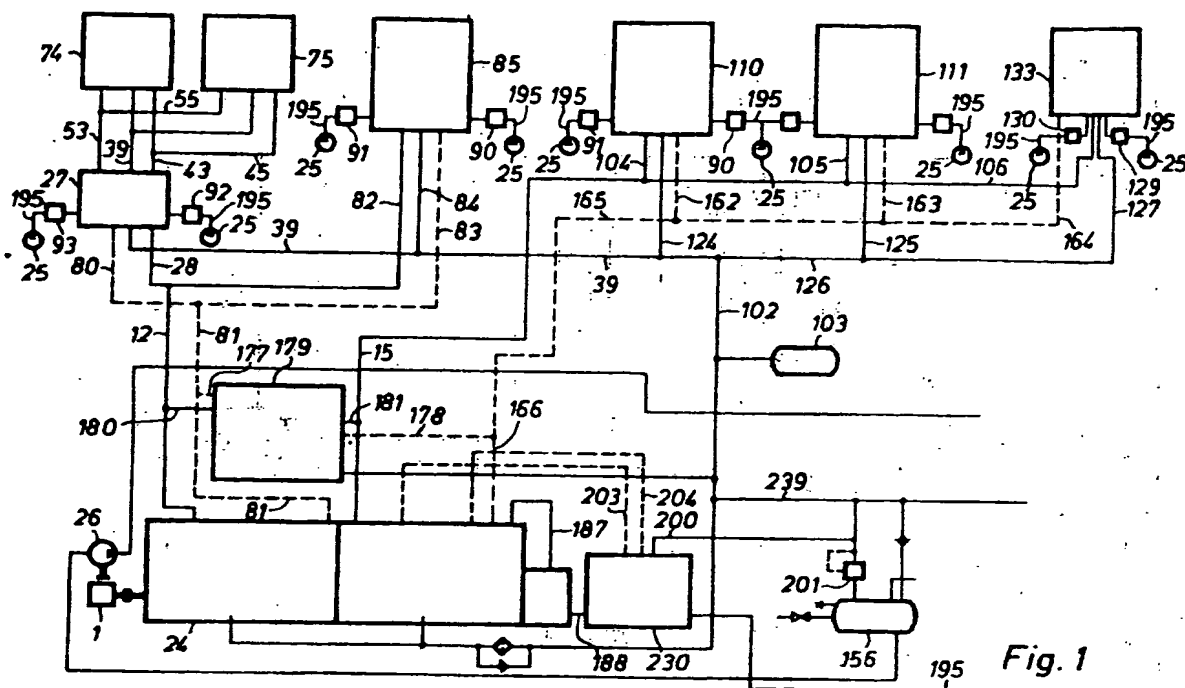


Fig. 1

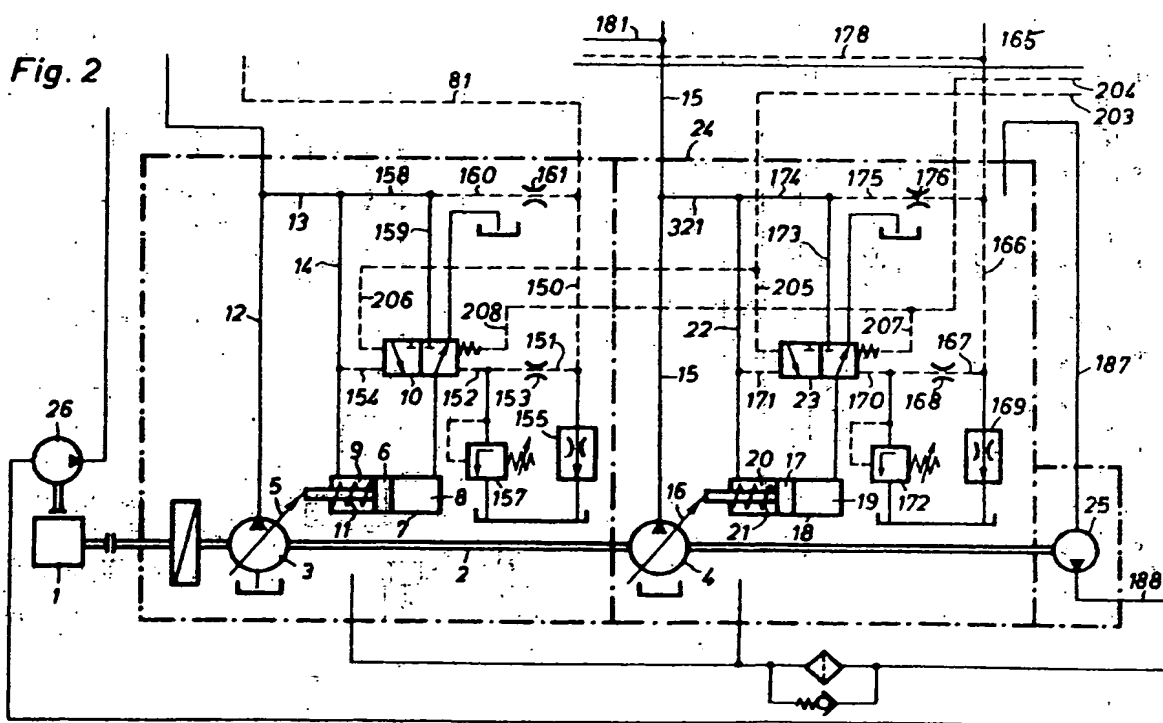


Fig. 2

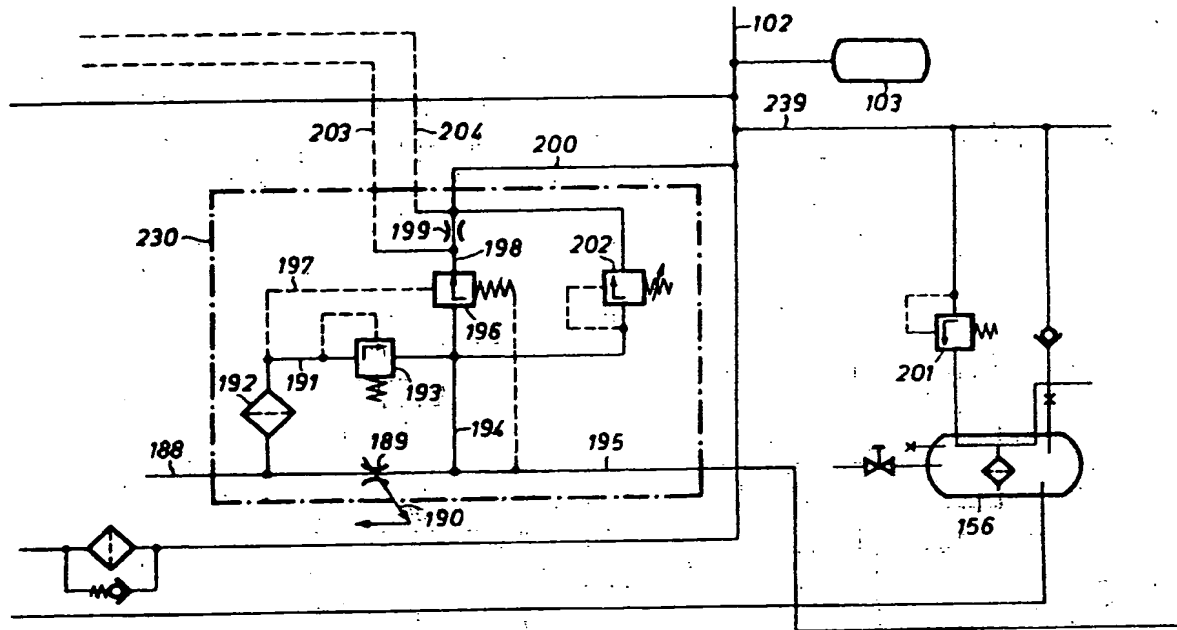


Fig. 3

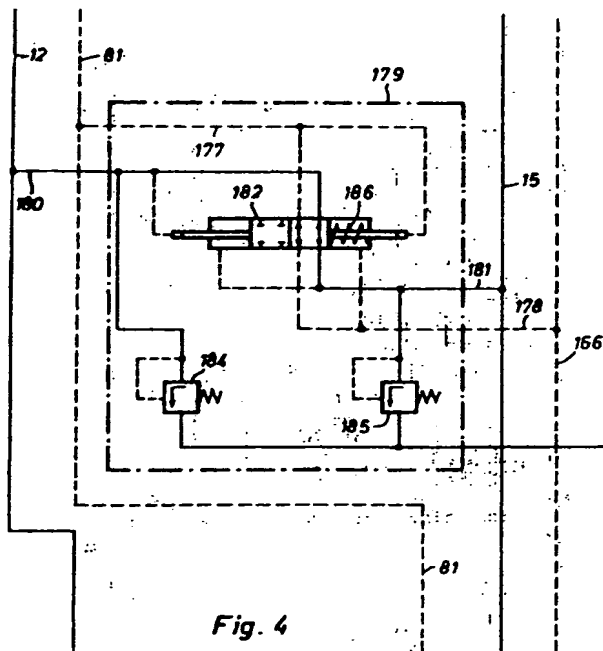


Fig. 4

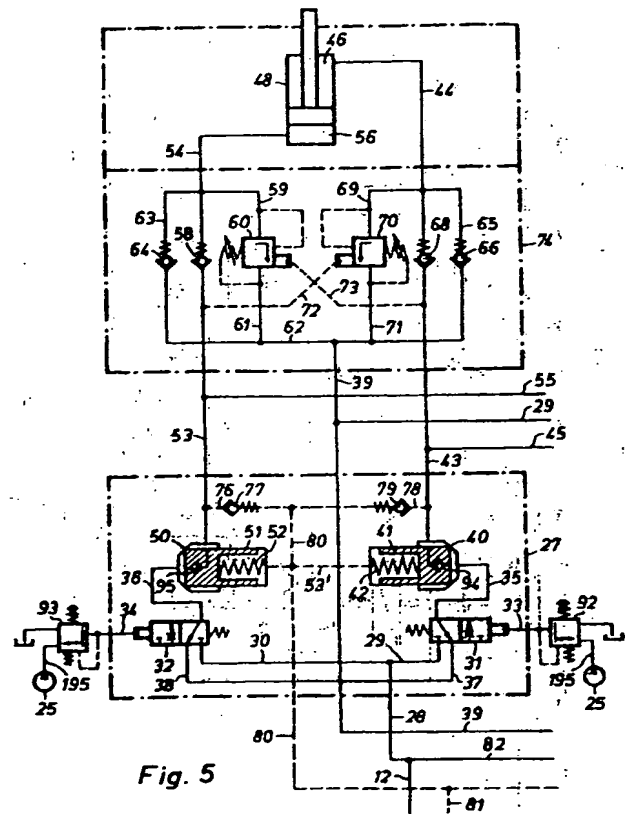


Fig. 5

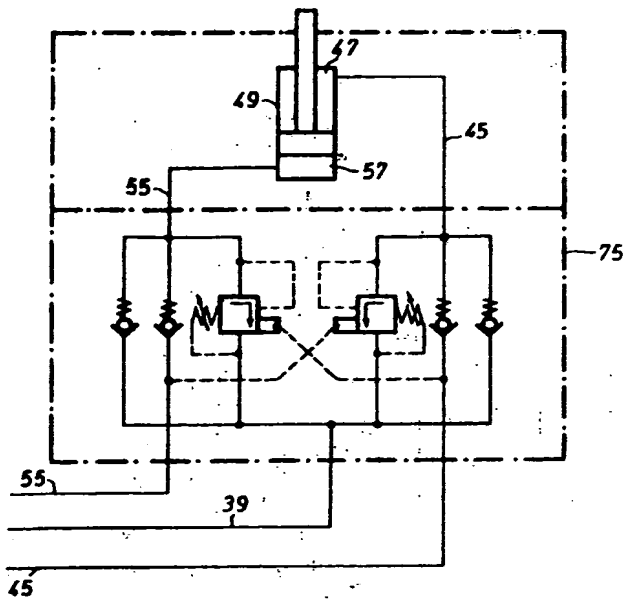


Fig. 6

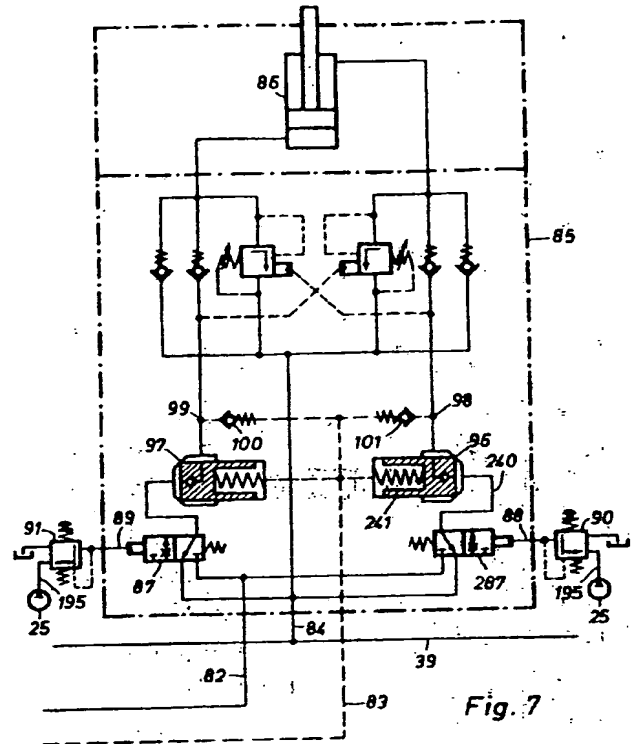


Fig. 7

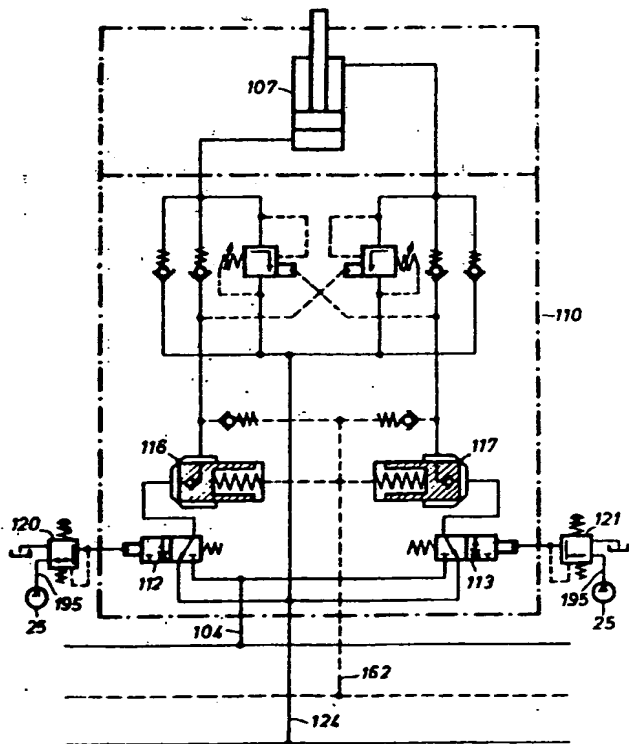


Fig. 8

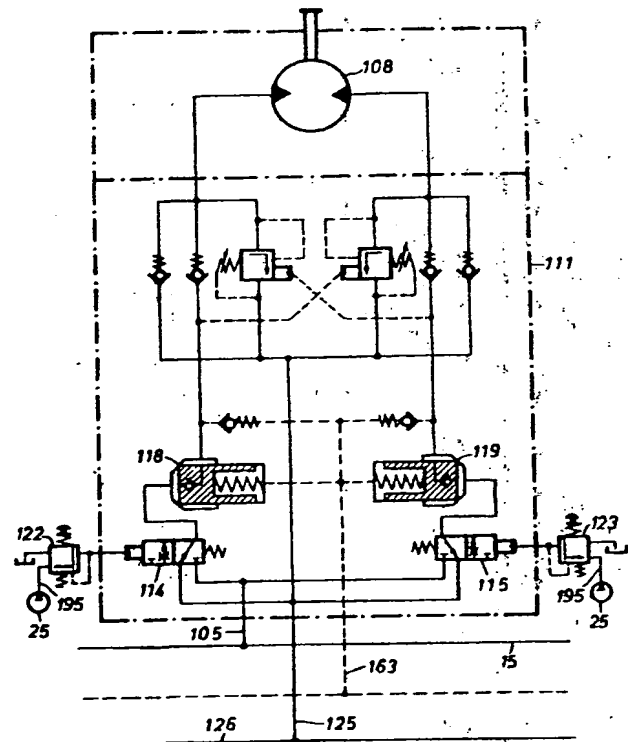


Fig. 9

